

**REMARKS**

Reconsideration and allowance of this application are respectfully requested.

Claims 1, 2 and 47-49 are rejected under 35 U.S.C. 102 as anticipated by the reference to Funamoto et al. U.S. Patent No. 6,213,381 for the reasons indicated at item 2 of the patent Office Action. Additionally, the "Response to Arguments" section item number 3 on page 3 indicates that Applicants previous arguments concerning Funamoto et al. were not persuasive because those arguments were not commensurate with the scope of the claims.

Applicants respectfully submit that previously presented arguments addressed improvements brought about by features that were not available from the references. However, as the rejection is an anticipatory rejection under 35 U.S.C. 102 the following discussion will be addressed to features of independent claims 1, 2, 47 and 49 not shown or disclosed by Funamoto et al. '381.

Independent claim 1 requires that there are first and second shearing blades which function by "moving the first and second shearing blades so as to sandwich the overlapped portions". Additionally, the bonded portions is recited as being formed "in an oblique direction inclined with respect to thickness direction of the metal plate". Independent claim 49 provides a process whereby the blades are moved in opposing directions to avoid deformation of the metal plate and the bonded portion is formed in a oblique direction inclined with respect to the thickness direction of the metal plate. Independent claim 47

recites that the bonded surface is formed in an oblique direction inclined with respect to the thickness direction of the metal plates.

The above claim features, which define Applicants invention, are not available from the reference to Funamoto et al. In a first instance, Applicants respectfully submit that there is no movement of two separate blades and therefore also no movement in opposite directions. It is submitted that the reference to Funamoto et al. moves only one blade with the other blade being a support blade. The Examiner's rejection indicated that the "first and second shearing blades are moving in opposite direction shown in Figures 11a and 11b". Applicants submit that only one blade, which is the blade 8 in Figure 11a, is moved. Blade 9 is a supporting blade. Column 18, lines 41 to 44 indicates that "a large pushing force is generated in the bonded surface during the process where the shearing blade 8 is pushed against the metal plates 2".

The second matter to be considered is the Examiner's rejection based upon a statement that "the bonded portion and/or bonded surface is formed in a oblique direction inclined, less than 75°, with respect to the thickness direction on the metal shapes as shown in (Figures column 21, lines 20-36)". Applicants submit that the oblique angle shown in Figure 20 which is discussed at column 21, lines 20-36 of Funamoto et al. relates to the angle of the shearing blade which is not the "bonded portion" of the claimed invention. That is, each of independent claims 1, 47 and 49 recite that "the bonded portion or bonded surface of the bonded portion is formed in a oblique direction inclined with respect to the thickness direction of the metal plates". The bonding portion is a part of the final

product or the final single plate that remains, as for example, the item 13 in Figure 2 of Applicants invention. The bonded portion is the portion between the two segments that make up the final product. As can be seen from Applicants Figures 3, 5, 8 and 9, this bonded portion is clearly inclined with respect to the thickness direction. In contrast, none of the figures of Funamoto et al. provide any indication of an inclined bonded portion when two metal plates are bonded. The referred to discussion of Figure 20 at column 21, lines 20-36 relates that the plate 36 has an inclined surface, however the bonded portion, after the combination, is not indicated as being oblique. In fact, the dotted portion of the cutting of the bars 26 and 27 indicates that the cutting takes place in the same direction as the thickness.

Applicants' inclination angle  $\Theta_j$  of the bonded portion functions to improved fracture strength of the bonded portion, as discussed at page 22. This improved fracture strength is a result of the patentable oblique angle of the bonded portion.

Therefore, there are distinguishing features which exist in each of independent claims 1, 47 and 49 and these features are not available or disclosed by Funamoto et al. Additionally, existence of these features provide an improvement in such operations as is discussed in the Background of the Invention and throughout the specification so that these distinctive features are related to improvements over prior art devices.

The features which distinguish the present invention, as claimed, and as discussed above, are not obvious variation as they are specifically addressed to numerous advantageous over the prior art. That is, the presently claimed invention allows for the achievement of a sufficient bonding strength in a short period of time while minimizing bending of the bonded metal plates. Furthermore, it allows for shortening of the remaining crop after bonding and improves the material moveability as discussed in the Summary of the Invention at pages 3-11. More particularly, page 10 discusses that the time required for bonding is shortened due to the upper and lower shearing blades and the large pressure force so that the bonding process by the shearing blades can be realized and synchronism with the bar movement and hence smooth bonding is accomplished.

Additionally the remaining crop being shortened allows for the yield of the material to be improved because the overlapping mechanism increases the following bar speed and overlap of the two bars when the trailing end of the preceding has reached a specified position and the return of the bar speed to the original speed when the overlap portion has reached a specified length. This allows for the apparatus to crop with the differences in rolling speed. The overlap portion includes a specified portion on either the preceding or the following bar which was previously required to be thrown away, and which can now be used as a crop after bonding.

The amendment to page 22 inserts the word "required" to provide a more clear translation of the original Japanese claimed priority application. No new matter is added by this change and it is consistent with the remaining portion of the specification and drawings.

Attached is a copy of and English translation of the article in the "Hitachi Hyouron" which is now properly referred to at page 30 based on the above Amendment. The "Hitachi Review" is an English version of Hitachi Hyouron explained in the originally disclosure at page 20. These papers only show the fundamental structure of shearing machines and do not show the above discussed features of Applicants presently claimed invention defined by claims 1, 47 and 49.

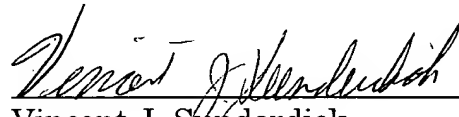
Therefore, in view of the distinguishing features between the claimed invention and the references which features are not shown or disclosed by the reference to Funamoto et al., Applicants respectfully request that this application containing claims 1, 2, and 47-49 be allowed and be passed to issue.

If there are any questions regarding this amendment or the application in general, a telephone call to the undersigned would be appreciated, as discussed with Examiner Tran on July 22, 2004, since this should expedite the prosecution of the application for all concerned.

If necessary to effect a timely response, this paper should be considered as a petition for an Extension of Time sufficient to effect a timely response, and please charge any deficiency in fees or credit any overpayments to Deposit Account No. 05-1323 (Docket #056208.49487US).

July 23, 2004

Respectfully submitted,



Vincent J. Sunderdick  
Registration No. 29,004

CROWELL & MORING LLP  
Intellectual Property Group  
P.O. Box 14300  
Washington, DC 20044-4300  
Telephone No.: (202) 624-2500  
Facsimile No.: (202) 628-8844

VJS:adb

#304019

# Heavy Duty Pendulum Type Flying Crop Shear for Hot Strip Mill

Kakichi Fukui\*  
Tsuneo Nakanishi\*  
Yoshihiko Iida\*

**ABSTRACT:** As a means of saving energy for hot strip rolling, a larger bar thickness at finishing mill entry and lower temperature rolling are effective. To meet these needs, a flying shear capable of crop cutting heavy thicker bars at lower temperatures has been sought. Conventional drum type shears and 4-link type flying crop shears, however, are subject to structural limitations, which make it impossible for these shears to meet future demands for larger capacity. Hitachi developed a pendulum type flying crop shear based on a new concept. An epoch-making heavy duty pendulum type flying crop shear — 80 mm bar thickness and 2,000 tf shearing force — was supplied to the Kimitsu Works of Nippon Steel Corporation, and is in operation with more effects than expected. The principle, function, and mechanism of the new flying crop shear are described.

## INTRODUCTION

ENERGY saving has become a serious concern for the steel industry. As methods for energy conservation in the hot strip rolling (Fig. 1), the following are now being adopted:

- (1) direct rolling
- (2) hot slab charging
- (3) lower temperature rolling
- (4) improvement of heating efficiency by optimum furnace temperature control

Best results may be expected by combining the above methods with measures to minimize thermal loss during rolling. As shown in Fig. 2, thermal loss in a hot strip mill can be reduced by:

- (1) a larger bar thickness,
- (2) heavy reduction at the finishing mill, or
- (3) a higher rolling speed at the finishing mill.

Of the above three methods, increasing the bar thickness is mostly effective. To achieve this purpose, a heavy duty flying crop shear shall be developed to cut crops from thicker and lower temperature bars at finishing mill entry.

Conventional drum type or 4-link type flying crop shears, however, are practically unable to meet future demands for larger capacity — e.g., bar thicknesses of 60 - 80 mm and shearing forces of 2,000 tf order — because of their structural limitations.

To overcome this difficulty, Hitachi developed a pendulum type flying crop shear incorporating new ideas and, with the cooperation of Nippon Steel Corporation, built a heavy duty commercial unit with a shearing force of 2,000 tf.

The following are the introduction of the new heavy duty pendulum type flying crop shear.

## FUNCTIONS

Functions to be given to the heavy duty flying shear are the following:

- (1) Shearing at fully synchronized speed between shear blade and material: Off-synchronized shearing particularly at tail end of the bar causes an adverse effect on strip gage accuracy at the finishing mill and heavy wear of machine parts.
- (2) Wide speed range to be synchronized: With an in-

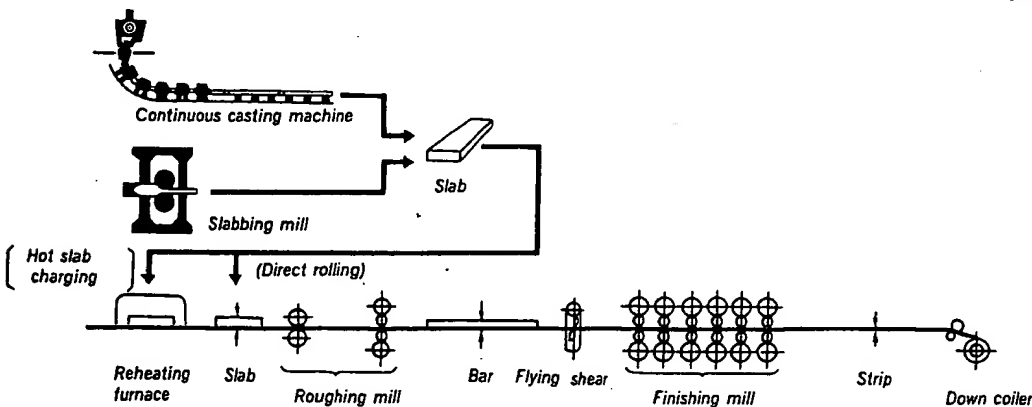
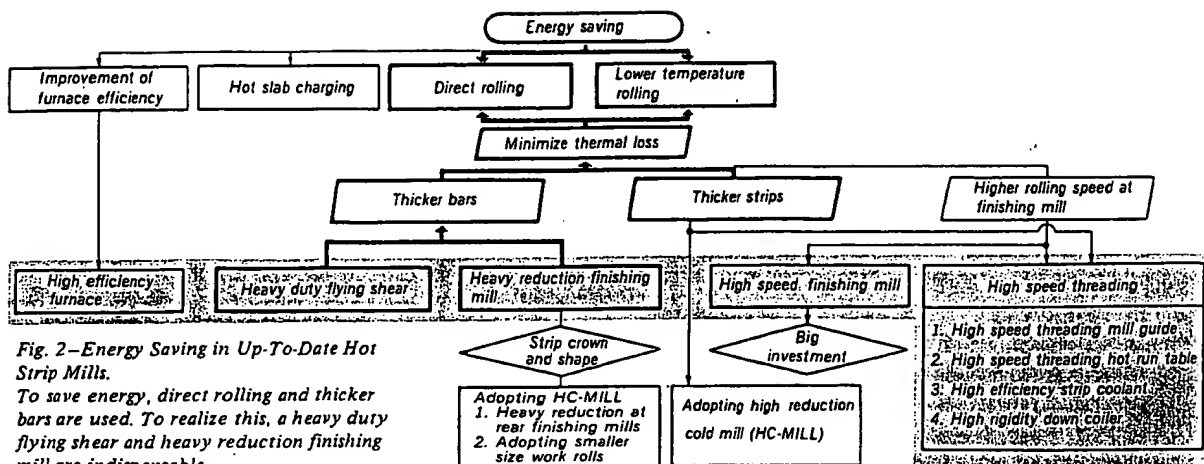


Fig. 1—Layout of Hot Strip Mill.

In direct rolling, the slab by continuous casting machine or slabbing mill goes straight to the roughing mill before it is cooled. Thus, no reheating furnace is required and fuel consumption is enormously saved.

\* Hitachi Works, Hitachi, Ltd.



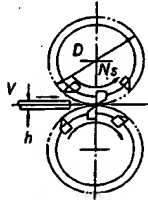
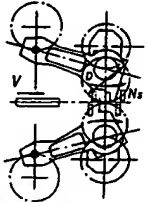
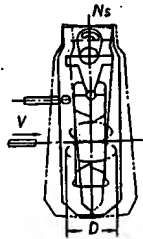
- crease of bar thickness, very low speed shearing will be needed.
- (3) Elongation of shear blade life for heavy thicker and lower temperature bar shearing.
  - (4) Minimized investment in facility: In spite of heavy duty operation, increase of machine size or motor capacity should be suppressed.
  - (5) Improvement of reliability: In shearing heavy thicker

bars, overload may occur at off-synchronized shearing. Margin of machine strength should be increased and an easily repairable protection mechanism against overloading should be adopted.

Table 1 shows the comparison of the conventional drum type and 4-link type flying shears with the Hitachi pendulum type flying shear. With the drum type, its construction makes it difficult to secure a long, stable

TABLE 1. COMPARISON OF FLYING SHEARS

The pendulum type flying shear developed by Hitachi features a separation of shearing operation and speed synchronization.

Types	Drum type	4-link type	Pendulum type
Blade locus			
Knife motion	Rotating	Parallel motion	Rotating + parallel motion
Blade speed	$V = \pi \cdot D \cdot N_s$ max $N_s \approx 32$ rpm (at 150 m/min)	$V = \pi \cdot D \cdot N_s$ max $N_s \approx 70$ rpm (at 150 m/min)	$V = \pi \cdot D \cdot N_s$ max $N_s \approx 25$ rpm (at 150 m/min)
Speed synchronization	$N_s = \frac{V}{\pi \cdot D}$ Motor rpm: variable	$N_s = \frac{V}{\pi \cdot D}$ Motor rpm: variable	$D = \frac{V}{\pi \cdot N_s}$ Crank radius: variable
Features	1) Large drum diameter $D \approx (17 \times 20) \times h$ 2) Severe knife gap clearance control is need. 3) Larger motor capacity	1) Load limitation by pV-value of crank metal 2) Larger inertia force 3) Larger motor capacity	1) Smaller motor capacity 2) Sure shearing 3) Good for heavy duty shearing 4) Wide speed range
2,000 ton f class machine weight ratio	—	120	100
2,000 ton f class motor capacity	—	7,600 kW	1,750 kW



blade life. The 4-link type is unable to meet large capacity requirements for a number of reasons, e.g., because of the large size crank, the pV value of the crank metal under heavy load exceeds the allowable upper limit.

By contrast, the Hitachi pendulum type flying shear has a mechanism that satisfies all the conditions referred above. Of particular importance is the fact that the mechanism utilizes fully the advantages of the pendulum type, namely, that the two functions of shearing and speed synchronization can be separated.

## FEATURES OF HITACHI PENDULUM TYPE FLYING CROP SHEAR

The Hitachi pendulum type flying crop shear has functions that make it ideal for shearing heavy thicker and lower temperature bars. Some of the outstanding features are listed below:

- (1) Minimal motor capacity: Less than about one-fourth of that in the conventional type.
- (2) Fully synchronized shearing in wide speed range: Capable of stop bar shearing.
- (3) Improvement of reliability: An easily repairable protection mechanism against overloading is used.
- (4) Elongation of shear blade life and good shape of shearing edge: As shown in Figs. 3 and 4, the sheared edge has a good shape because of the blade movement at shearing, and blade life is elongated because of the sufficient lap of blade.
- (5) Quick change of blade with cartridge type mounting.
- (6) Not limited by pV value of crank bearing metal.
- (7) Lower vibration: Maximum horizontal acceleration is about 0.6 g, as compared with the 1.8 - 2.5 g for the 4-link type. Thus there is very little bad effect on the machine or foundation.

The minimal motor power stated in (1) above will be explained in further detail by means of simple equations.

In a start-stop type flying shear, acceleration to maximum speed must be completed within the specified acceleration angle  $\theta_s$  (generally speaking,  $\theta_s < 140$  deg.) for the blade driving shaft. Therefore, maximum motor torque  $T_{M1}$  (kgf·m) required for this acceleration is given by Eq. (1).

$$T_{M1} = \alpha \cdot \frac{I \cdot v_{\max} \cdot N_{\max}}{\theta_s \cdot R_s} \quad (1)$$

where  $\alpha$  : Constant

$I$  : Inertia of flying shear at motor shaft  
(kgf·m·sec<sup>2</sup>/rad)

$v_{\max}$  : Maximum shearing knife speed (m/min)

$N_{\max}$  : Maximum motor speed (rpm)

$R_s$  : Radius of crank for speed synchronization (m)

On the other hand, maximum motor torque  $T_{M2}$  (kgf·m) necessary for shearing with a flying shear is given by Eq. (2).

$$T_{M2} = T_c - \beta \cdot \frac{I \cdot v_{\min} \cdot N_{\min}}{\sqrt{R_c} \cdot h} \quad (2)$$

where  $T_c$  : Total shearing torque (kgf·m)

$\beta$  : Constant

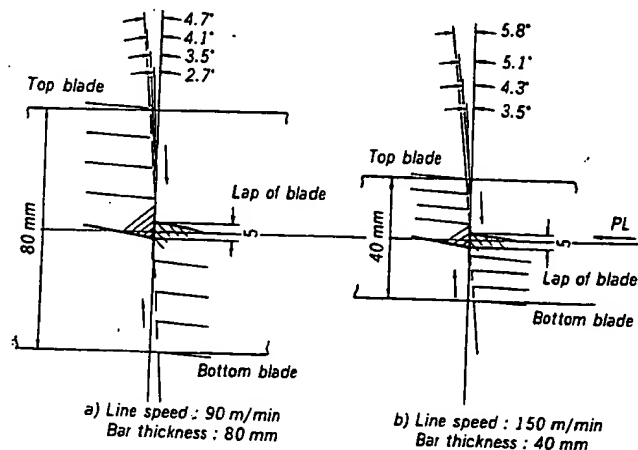


Fig. 3—Blade Movement.

The relative positions of bar and top/bottom blades in a pendulum type flying shear at shearing are shown. There is sufficient lap of blade (over 5 mm).

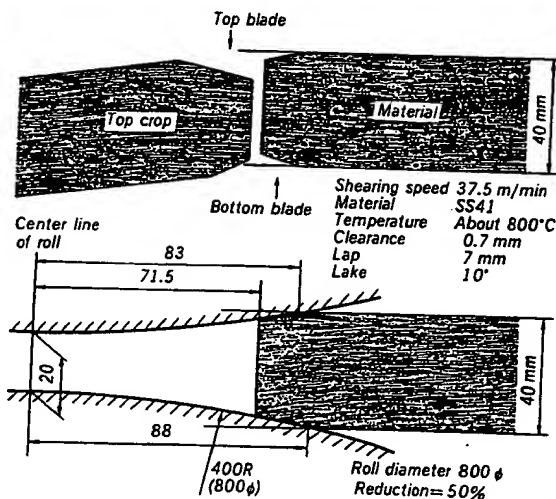


Fig. 4—Shape of Sheared Edge by Pendulum Type Flying Crop Shear.

The bar has a good sheared edge, which helps a smooth bite in the finishing roll.

$v_{\min}$  : Minimum shearing knife speed (m/min)

$N_{\min}$  : Motor speed (rpm) corresponding to  $v_{\min}$

$h$  : Bar thickness (m)

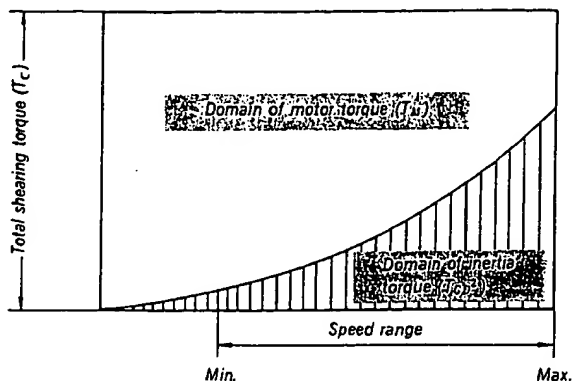
$R_c$  : Radius of blade edge rotation (m)

In Eq. (2), the second term represents inertia torque  $T_{Co}$ .

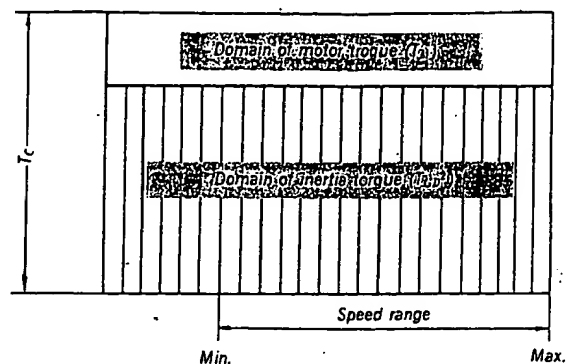
In Eqs. (1) and (2), by substituting  $T_M = T_{M1} = T_{M2}$  necessary minimum motor torque  $T_M$  (kgf·m) is obtained.

$$T_M = \frac{T_c}{1 + \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\theta_s \cdot v_{\min} \cdot R_s \cdot N_{\min}}{\sqrt{h} \cdot v_{\max} \cdot \sqrt{R_c} \cdot N_{\max}}} \quad (3)$$

In Eq. (3),  $T_c$ ,  $h$ ,  $v_{\max}$ , and  $v_{\min}$  are given as specifications for equipment, and  $\theta_s$  is almost constant. Therefore,



a) Drum type and 4-link type flying shear



b) HITACHI pendulum type flying shear

Fig. 5—Comparison of Motor Torques.

In the pendulum shear, the motor can operate at top speed regardless of material speed. Therefore, a motor with a capacity of about one-fourth that of the motor for the drum type or 4-link type suffices.

$T_M$  is dependent on  $R_s$ ,  $R_c$ ,  $N_{min}$ , and  $N_{max}$ .

The excellent characteristics of the Hitachi pendulum type flying shear can be explained by using Eq. (3), as follows:

(a)  $R_c$  can be selected as a small value and  $R_s$  as a large value.

In a conventional type flying shear, because of its structure,  $R_s = R_c \approx 400$  mm. In the pendulum type flying shear,  $R_c$  can be made 170 mm and  $R_s = 1,100$  mm (at maximum shearing speed), so that  $T_M$ , viz., motor capacity, can be made small. Further, since  $R_c$  can be made small, a heavy duty pendulum type flying shear can be realized without having any restrictions of the limit pV value.

(b) Regardless of shearing speed change,  $N_{min} = N_{max}$ .

In the conventional type, motor speed and shearing

speed are in proportional relationship. For instance, in the speed range of 20 - 150 m/min,  $N_{min}/N_{max} = 0.133$ , while in the Hitachi pendulum type  $N_{min}/N_{max}$  can be made 1.0 at all times. Thus, as shown in Fig. 5, at minimum  $GD^2$ , most of the total shearing torque  $T_c$  can be covered by inertia torque  $T_{GD}$ . This means that motor capacity can be reduced very much.

#### MECHANISM OF HITACHI FLYING CROP SHEAR

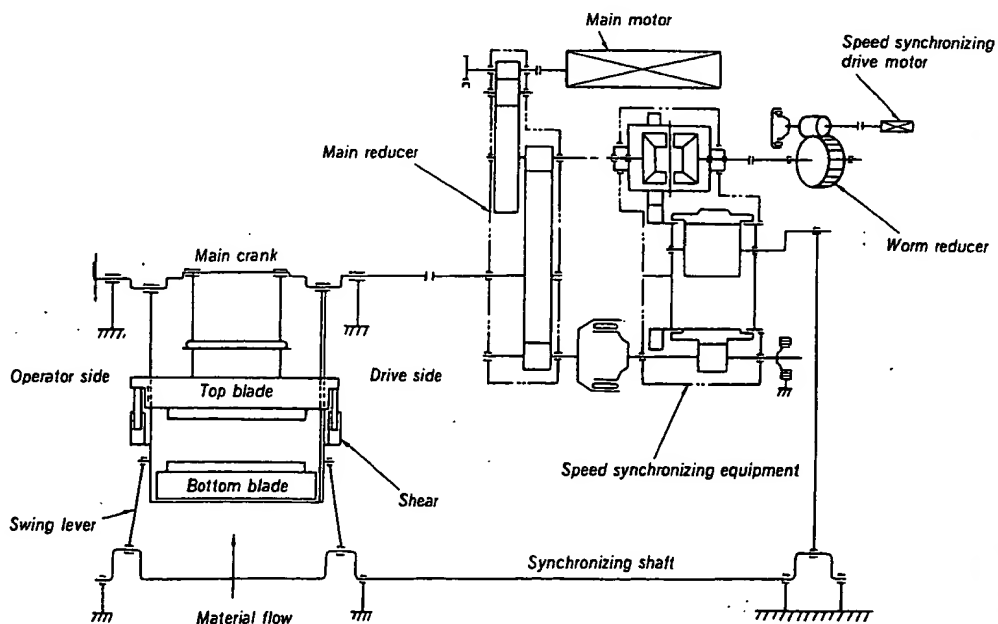
Now, it will be explained in specific terms how the excellent characteristics of the Hitachi pendulum type flying shear have been realized.

##### Mechanism

Figs. 6, 7 and 8 show the drive mechanism.

(1) Shearing mechanism: The main drive motor rotates

Fig. 6—Schematics of Pendulum Type Flying Crop Shear. The main motor drives the top and bottom blades through the main crank and further swings the shear frame via the speed synchronizing equipment and synchronizing shaft.



the main crank shaft through the main reducer, to open and close the top and bottom blade.

- (2) Speed synchronizing mechanism: The main drive motor gives pendulum motion to the shear frame via the main reducer, speed synchronizing equipment, synchronizing shaft, and swing lever.

Here,  $R_c$  and  $R_s$  are independent of each other. Therefore, a small value can be selected for  $R_c$  and a large one for  $R_s$ . Crank radius  $R_1$ , on which  $R_s$  is dependent, can be increased or decreased steplessly by the speed synchronizing drive motor and, as shown in Figs. 8 and 9, can give pendulum motions of different amplitudes to the shear to get synchronizing shear frame speed. Owing to this structure, the main motor speed can be kept constant even when shearing knife speed varies, and  $N_{\max}$  can be equalized with  $N_{\min}$ .

Fig. 10 shows the construction of the speed synchronizing equipment.

#### Control system

Fig. 11 illustrates the control system.

- (1) Speed synchronizing control: By measuring bar speed  $v_L$  with the measuring roller, eccentric radius  $R_1$  is given as follows:

$$R_1 = A_1 + A_2 v_L + A_3 \cdot v_L^2 \dots\dots\dots(4)$$

Using Eq. (4), value of  $R_1$  is calculated and position of crank is set to the desired  $R_1$  value by automatic position control.

- (2) Shearing control: From the  $R_1$  and bar thickness determined by Eq. (4), shearing position  $x_c$  is calculated, and shear starting point is determined taking bar speed into consideration.

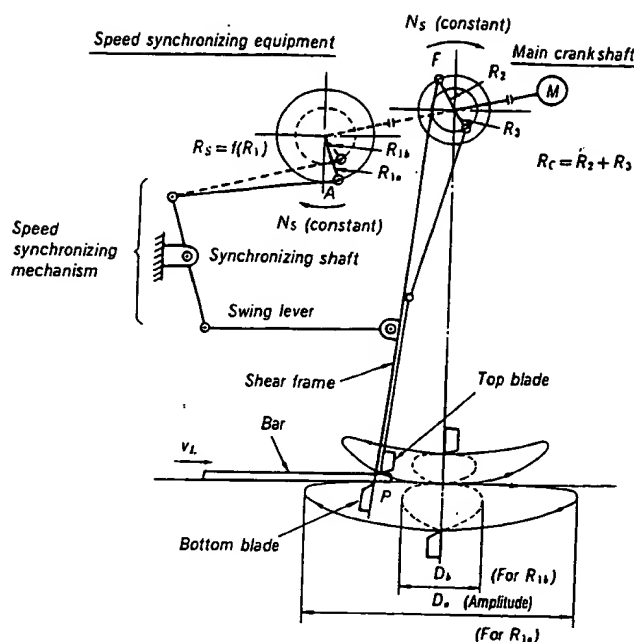


Fig. 8—Schematics of Pendulum Type Flying Shear. By varying the crank radius by means of the speed synchronizing equipment, the swing amplitude of the top and bottom blades is changed.

#### 2,000 TON F HITACHI PENDULUM TYPE FLYING CROP SHEAR

Fig. 12 shows the 2,000 ton f Hitachi pendulum shear supplied to the Kimitsu Works of Nippon Steel Corporation. This machine went into commercial operation on

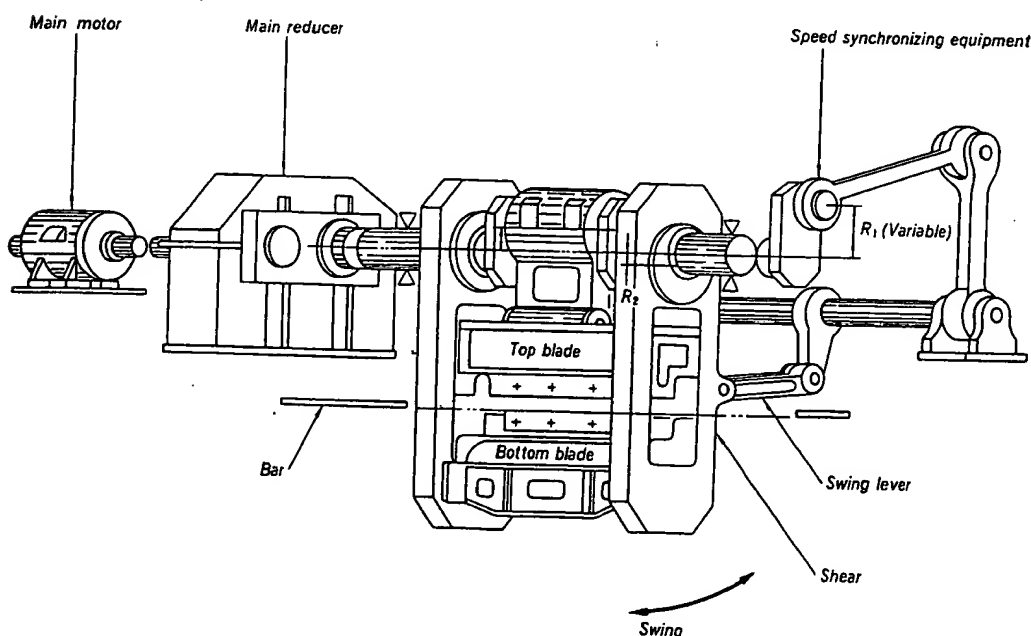


Fig. 7—Schematics of Pendulum Type Flying Crop Shear. The pendulum type shear is divided into three parts — the shear proper, drive mechanism, and speed synchronizing equipment.

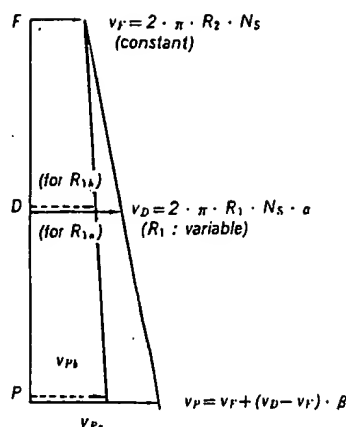


Fig. 9—Velocity Diagram for Shear Frame. Velocity at point F,  $v_F$ , is constant, and velocity at point D,  $v_D$ , is proportional to  $R_1$ . Blade speed  $v_P$  is dependent on  $v_F$  and  $v_D$ .

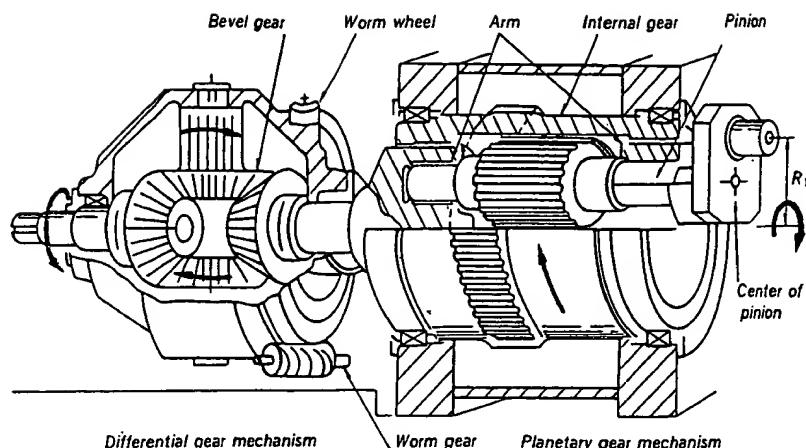


Fig. 10—Speed Synchronization Mechanism ( $R_1$  : variable). The speed synchronizing equipment consists of a combination of a differential gear mechanism and planetary gear mechanism.

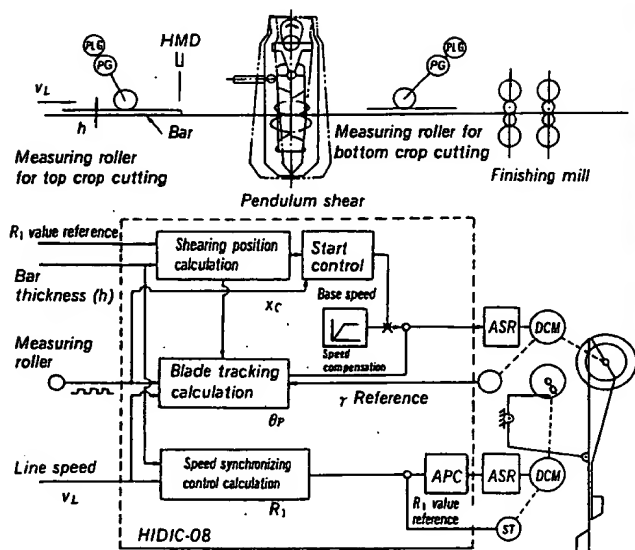


Fig. 11—Control System. The value of  $R_1$  is determined by measuring the line speed  $v_L$  by means of a measuring roller. From  $R_1$  and bar thickness, shearing position  $x_c$  is calculated and, considering  $v_L$ , the shear starting point is determined.

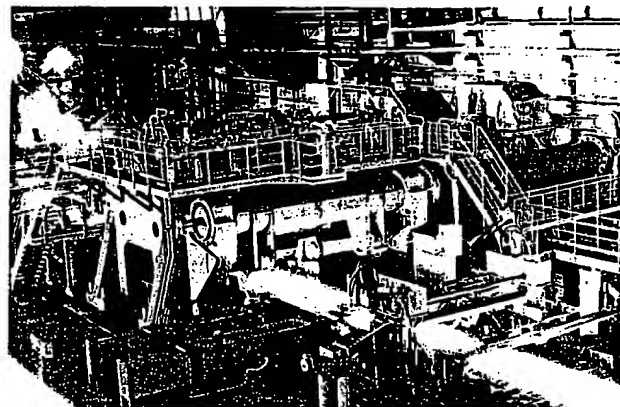


Fig. 12—Heavy Duty Pendulum Type Flying Crop Shear for Nippon Steel Corporation (Kimitsu Works). This pendulum type flying crop shear went into commercial operation on February 1, 1979, and has since been in trouble-free operation.

Feb. 1, 1979. It has since been operating successfully.

#### Main Specifications:

Shearing force	2,000 tons f
Bar width	700 - 2,180 mm
Bar thickness	20 - 80 mm
Line speed	0 - 20 - 150 m/min
Main motor	DC 2 × 870 kW × 845 rpm
Shearing length accuracy	±20 mm

#### CONCLUSIONS

To meet the energy saving requirements of hot strip mills, viz., direct rolling and larger bar thickness, the Hitachi pendulum type flying shear was developed. With this big size machines, the shear demonstrated the following effects:

- (1) Fully synchronization for wide speed range, preventing necking and cambering of rolled bars.
- (2) Perfect shearing of ultraheavy thicker bars.
- (3) Shearing edge shape convenient for following roll bite.

#### ACKNOWLEDGMENT

The authors wish to express their sincere thanks to concerned personnel at Nippon Steel Corporation for their generous cooperation in developing this pendulum shear.

# ホットストリップミルにおける極厚板用 ペンジュラム形フライングシヤーの開発

## Heavy Duty Pendulum Type Flying Shear for Hot Strip Mill

ホットストリップミルの省エネルギーの一環として、仕上ミル入側でのバー厚の増大及び低温圧延のニーズから、超極厚板を低温でクロップカットできるフライングシヤーの要望が大きくなった。しかし、従来のドラム形及び4-リンク形のフライングシヤーはいずれもその構造上の制約から今後の大容量化の要求に対し限界があり、日立製作所は、独自の構想に基づく日立ペンジュラム形シヤーを開発し、このたびバー厚80mm、剪断力2,000t/fに及び前例のない大容量機を新日本製鐵株式会社君津製鐵所に納入し、現在所期どおりの成果を発揮している。本機は切断と速度同調の二つの機能を分離できるペンジュラム方式の利点を最大限に活用した新機構の開発により、超極厚大容量フライングシヤーに最適な性能をもつものである。この論文は、その原理、機能及び構造について紹介する。

福井嘉吉\* Fukui Kakichi  
中西恒夫\* Nakanishi Tsuneo  
大竹幸雄\* Ōtake Ukio  
中島正明\*\* Nakajima Masaaki

### ■ 緒 言

近年、省エネルギーは鉄鋼業でも最大の関心事であり、特に、ホットストリップミル(図1)での省エネルギー対策としては、

- (1) 直送圧延
- (2) ホットチャージ
- (3) 低温出炉
- (4) 最適炉温制御による加熱効率の向上

が採用されつつある。いずれも、圧延設備での圧延中材料の熱損失を最小限にする方策と合わせて、最大の効果が期待される。

ホットストリップ圧延ラインで、被圧延材からの熱放散が

最も大きい箇所として、仕上ミル入口のデレーテーブル上のバー材表面及び仕上ミル後段のスタンド間のストリップ表面からの熱放散があり、この熱放散を抑止して仕上ミル最終スタンドの冶金上必要な温度をいかに確保するかが必要条件である。熱放散の抑止法で最も効果的なことは、圧延材の圧延中の合計表面積を最小にし、かつ圧延時間を最短にすることであり、その主要な手段として図2に示すように、

- (1) バー厚の増大
- (2) 仕上ミルでの高圧下
- (3) 仕上ミルの高速化

がある。この中でも(1)バー厚の増大は、有効な手段の一つで

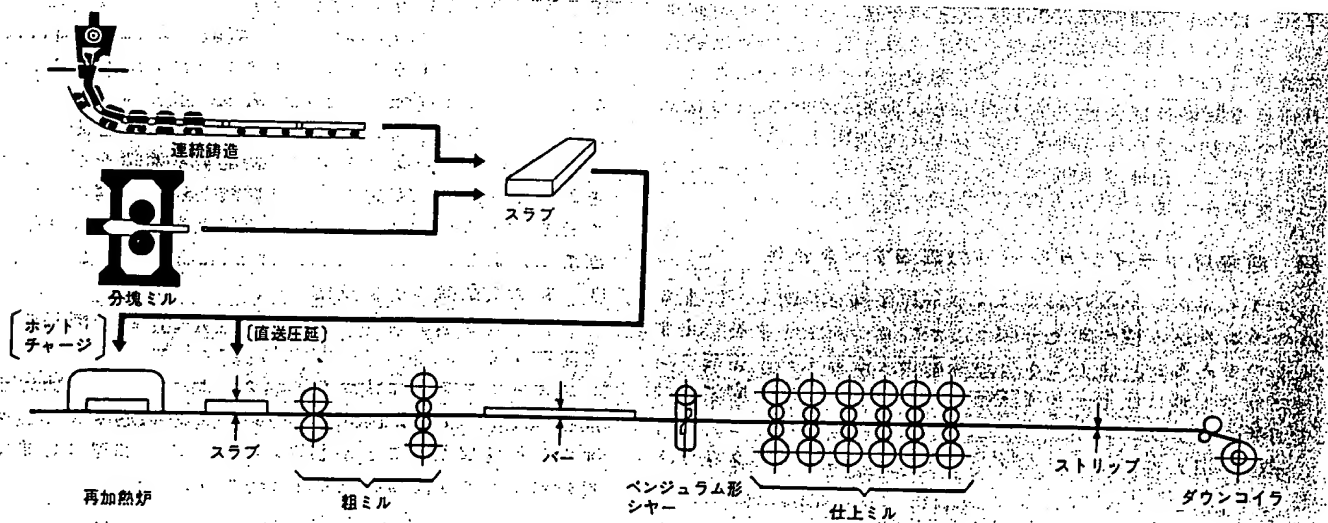


図1 ホットストリップミルの配置 ホットストリップミルの配置の一例を示す。直送圧延では、連続鋳造又は分塊ミルで作られたスラブを、冷却せず再加熱炉を通さず直接粗ミルにかみ込ませ、加熱炉の燃料消費を大幅に減らす。

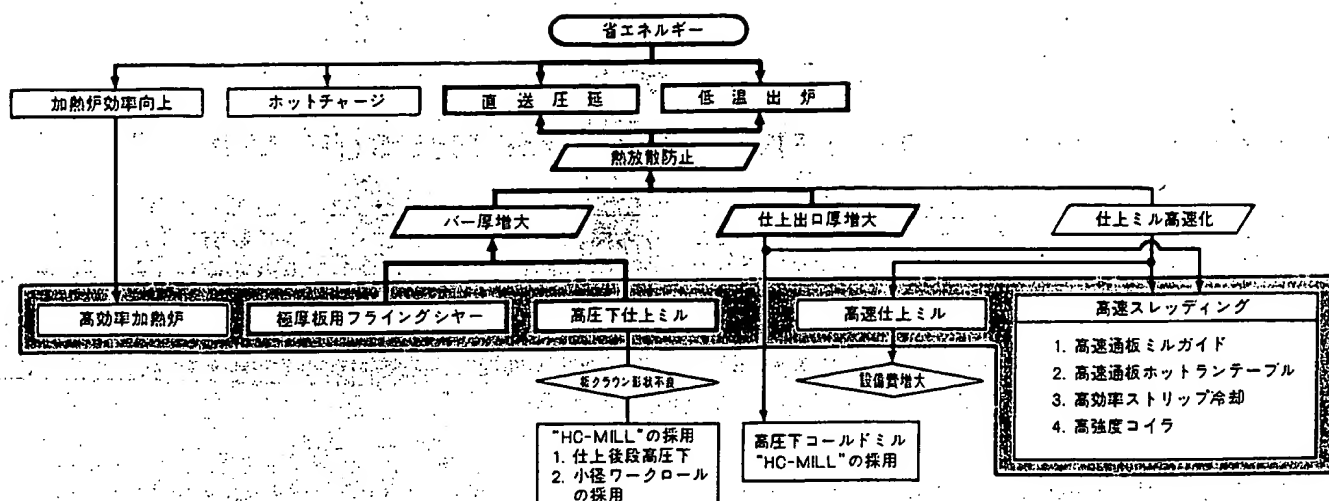


図2 今後のホットストリップミルにおける省エネルギー対策 省エネルギー対策として直送圧延—バー厚増大が行なわれ、この実現には極厚板用フライングシヤー及び高圧下仕上ミルが必須条件である。

あり、その効果はバー厚30～40mmを60mm程度に増大することにより粗圧延機での温度降下量を半減させ、燃料原単位にして約10%の削減を図ることができる。

この目的を達成するためには、極厚で、かつ低温のバーを仕上ミルの入口でクロップカットする大容量フライングシヤーが必要となる。このような省エネルギーの志向以外にCR (Controlled Rolling) 圧延と呼ばれる低温圧延の要求から、今後ますますフライングシヤー大容量化の要求が高まると考えられる。

しかし、従来のドラム形フライングシヤー、及び4-リンク形フライングシヤーは、いずれもその構造上の制約からバー厚80～100mm、剪断力2,000t/f以上の今後の大容量化の要求に応ずることは実用的に困難と考えられ、日立製作所は独自の構想に基づく日立ベンジラム形シヤーを開発し、このたび新日本製鐵株式会社の協力のもとに剪断力2,000t/fの超極厚用ベンジラム形フライングシヤーを実用化した。

以下、この超極厚板用ベンジラム形フライングシヤーについて紹介する。

## 2 超極厚フライングシヤーの具備すべき条件

フライングシヤーの目的は、バー先後端を切断し、仕上ミルへのかみ込み性の向上を図り、かつロールマークを防止するものであるが、仕上ミルと近接配置となるため、後端クロップカット時は仕上ミルで圧延中の材料を、速度を同調させて切断する必要がある。

超極厚用大容量フライングシヤーとして具備すべき条件として、

- (1) 完全同調剪断：特に後端の非同調カットは、仕上ミルでの製品精度への悪影響、及び機械損耗の原因となるので完全同調切断が可能なこと。
- (2) 広範囲切断速度切断：バー厚の増大により超低速切断が可能であること。
- (3) 刃物寿命の確保：超厚物低温切断でも十分な刃物寿命を確保できること。

(4) 設備費の低減：大容量化に伴う機械の大形化、及び電動機容量の増大を極力抑え得る機能。

(5) 信頼性の向上：極厚切断に伴い、仕上ミルとの非同調切断は異常な過負荷を生ずる。そのため、機械強度の余裕率確保と合わせて、復帰が迅速な過負荷しゃ断のメカニズムの採用などを考慮しなければならない。これらの条件に対し、従来形のフライングシヤーでは、表1に示すようにドラム形フライングシヤーは、回転刃物切断の構造の制約上、上下刃物ラップ量が少なく、かつ剪断中刃先の角度が変化することから、極厚板切断及び特に低温材切断に対し刃物寿命を長期間安定して確保することが基本的に困難である。その対策として採用されつつある4-リンク形フライングシヤーは、超大容量化に伴い、クランクの大径化により機械の大形化が避けられず、また大荷重に対するクランクメタルのPV値が限界を超えるなど、大容量化に種々の制約がある。

日立ベンジラム形シヤーは、超極厚用大容量フライングシヤーの前述した条件をすべて満足する構造をもつもので、その重要な点は、下記のように切断と速度同調の二つの機能を分離できるベンジラム方式の利点を最大限に活用できる新機構にある。

### (1) 駆動電動機の小容量化

ベンジラム形シヤーの優れた特質を、次の簡略式を使って説明する。

スタートストップ式フライングシヤーでは、刃物軸を所定回転角度（一般には140度以下）以内で最高速度まで加速完了する条件を満たすことが必要であり、この加速に必要な最大電動機トルク  $T_{M1}$  (kgf・m) は下記で与えられる。

$$T_{M1} = \alpha \frac{I \cdot v_{max} \cdot N_{max}}{\theta_s \cdot R_s} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに  $\alpha$  : 定数

$I$  : フライングシヤー慣性二次モーメント  
(kgf・m・s<sup>2</sup>/rad)

$v_{max}$  : 切断最高速度 (m/min)

$N_{max}$  : 電動機最高回転数 (rpm)

表1 フライングシャーの形式比較 日立製作所が開発したベンジラム形シャーは、剪断と速度同調を分離したことにより、(1)電動機パワー小、(2)極厚板剪断可能、(3)広範囲速度に対応可能となった。

シャー形式	ドラム形	4-リンク形	ベンジラム形
刃先軌跡及び懸様			
運動形式	回転	並進曲線	並進曲線+回転
刃先速度	$V = \pi \cdot D \cdot N_s$ max $N_s \approx 32\text{rpm}$ (at 150m/min)	$V = \pi \cdot D \cdot N_s$ max $N_s \approx 70\text{rpm}$ (at 150m/min)	$V = \pi \cdot D \cdot N_s$ max $N_s \approx 25\text{rpm}$ (at 150m/min)
速度同期	$N_s = \frac{V}{\pi \cdot D}$ 電動機の回転数を変え、材料速度との同調を図る(電動機電圧制御)。	$N_s = \frac{V}{\pi \cdot D}$ 電動機回転数を変え、材料速度との同調を図る(電動機電圧制御)。	$D = \frac{V}{\pi \cdot N_s}$ クランク半径変更により、振幅Dを変え、材料速度との同調を図る(電動機回転数一定)。
主な特質	1. ドラム径が大きくなる。 $D \approx (17 \sim 20) \times t$ したがって、 2. 刃物キャップ管理重要 3. 電動機パワー大	1. 高速高荷重でのクランク軸メタルPV値が問題 2. 水平慣性力大 3. 電動機パワー大	1. 電動機パワー小 2. 剪断はギロチンカットであり、確実剪断可能。 3. 高剪断荷重に過す。 4. 広範囲速度に対応可。

$R_s$ : 速度用クランク半径(m)

一方、フライングシャーの剪断に必要な電動機トルク  $T_{M2}$  (kgf・m) は、下記概略式で与えられる。

$$T_{M2} = T_c - \beta \cdot \frac{I \cdot v_{min} \cdot N_{min}}{\sqrt{R_c} \cdot h} \quad (2)$$

ここに、  $T_c$ : 全剪断トルク (kgf・m)

$\beta$ : 定数

$v_{min}$ : 剪断最低速度 (m/min)

$N_{min}$ : 剪断速度  $v_{min}$  を与える電動機回転数 (rpm)

$h$ : 剪断材板厚 (m)

$R_c$ : 剪断用刃物刃先半径 (m)

(1), (2)式で  $T_M = T_{M1} = T_{M2}$  とおくことにより、必要最小な電動機トルク  $T_M$  (kgf・m) が得られる。

$$T_M = \frac{T_c}{1 + \frac{\beta \cdot \theta_s \cdot v_{min} \cdot R_s \cdot N_{min}}{\alpha \cdot \sqrt{h} \cdot v_{max} \cdot \sqrt{R_c} \cdot N_{max}}} \quad (3)$$

(3)式で、 $T_c$ ,  $h$ ,  $v_{max}$ ,  $v_{min}$  は設備仕様諸元として与えられ、 $\theta_s$  は常にほぼ一定となる。したがって、必要電動機トルク  $T_M$  は  $R_s$ ,  $R_c$ ,  $N_{min}$  及び  $N_{max}$  により決まる。以下、日立ベンジラム形シャーの優れた特性を(3)式を用いて説明する。

(a)  $R_c$  を小とし  $R_s$  を大と選定できる。

従来形フライングシャーはその構造上、 $R_s = R_c \approx 400\text{mm}$  であるが、ベンジラム形シャーは  $R_c = 170\text{mm}$ ,  $R_s = 1,100\text{mm}$  (最大速度時) のようにできることから、 $T_M$  すなわち電動機容量を、小容量化できる。また、 $R_c$  を小さくするために PV 値限界の制約を受けることなく大容量ベンジラム形シャーが実現可能となる。

(b) 切断速度の変更にかかわらず  $N_{min} = N_{max}$  である。

従来形シャーでは、電動機回転数と切断速度とが比例の関係になり、例えば、速度範囲 20~150 m/min の条件では、 $N_{min}/N_{max} = 0.133$  となる。一方、日立ベンジラム形シャーは、常に  $N_{min}/N_{max} = 1$  とできる画期的なもので図3に示すように最小の  $GD^2$  (慣性モーメント) で切断トルク  $T_c$  の大部分を慣性トルク  $T_{co}^2$  でまかなうことが可能であり、電動容量の大幅な小容量化が可能である。

(2) 広範囲速度完全同調切断

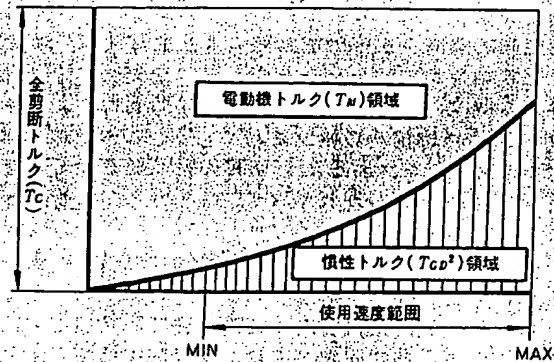
上記特質は日立ベンジラム形シャーが、速度範囲の拡大による電動機容量の増加が少なく小容量電動機で広範囲速度完全同調切断が可能であることを示している(停止切断も可能)。

(3) 信頼性の向上

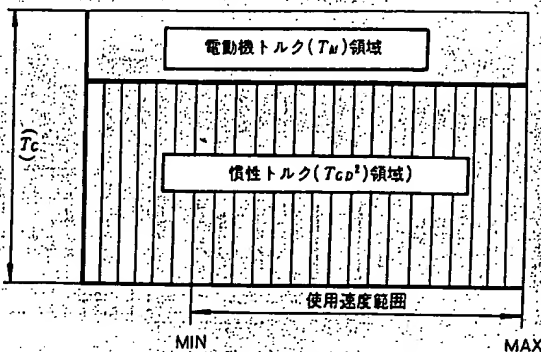
日立ベンジラム形シャーは、仕上ミルとの非同調切断時の非常過負荷の発生に対しても、高荷重に対し高剛性を必要とする切断機構と、低荷重を受け持つために低剛性とできる速度同調機構とに2分できることにより、非同調切断の過負荷を緩衝できる機能をもたせるだけでなく、迅速復帰可能な過負荷しゃ断メカニズムも設置が可能であり、信頼性の高い設備を提供することができる。

### 図3 日立ベンジラム形フライングシャーの構造

上述した日立ベンジラム形シャーの優れた特性が、具体的にどのように実現されているかについて次に説明する。



(a) ドラム形及び4-リンク形フライングシャー



(b) 日立ベンジラム形フライングシャー

図3 電動機所要トルク比較 日立ベンジラム形シャーでは、電動機を材料速度にかかわらず最高回転数で使うことができ、したがって、容量をドラム形及び4-リンク形の約1/3にできる。

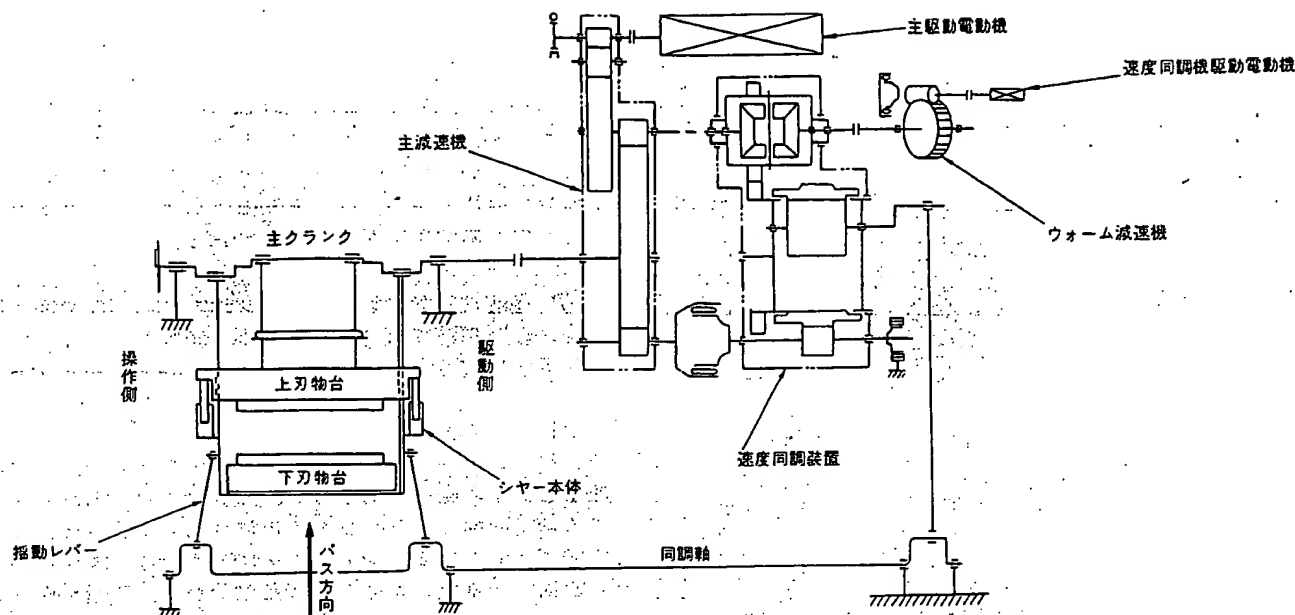


図4 日立ペンジュラム形シヤー全体構成図 主駆動電動機は、主クラックを介して上下刃物を上下に駆動し、更に速度同調装置-同調軸を介してシヤーフレームを揺動する。

### 3.1 構造

日立ペンジュラム形フライングシヤーの駆動機構は、図4～6に示すように、

- (1) 切断機構：主駆動電動機により主減速機を介して主クラック軸を回転し、上下刃物を開閉させ切断を行なう機構。
- (2) 速度同調機構：主駆動電動機により主減速機、速度同調装置、同調軸及び揺動レバーを介して、シヤー本体に揺動運動を与える機構（切断刃先速度はこの揺動運動により与えられる）。この二つの機構から構成されている。この構造では、切断を行なう主クラック半径 $R_c$ と切断刃先速度を与える速度用クラック半径 $R_v$ とが分かれており、 $R_c$ を小とし $R_v$ を大と選定することが可能となる。

切断機構及び速度同調機構は、機械的に連結され同一主駆動電動機により駆動する構造であるが、日立ペンジュラム形シヤーはこの速度同調機構内に巧妙な速度同調装置を設けたものである。この速度同調装置は、速度同調機駆動電動機の

動作により $R_1$ 偏心量を無段階に増減設定できるもので、これを使って $R_1$ 偏心量を変更すれば、図6に示すようにシヤー本体に異なる振幅の揺動運動が与えられ、その結果、主駆動電動機の回転数を一定に保ち、しかも任意の切断刃先速度が得られる（図7参照）。この構造により日立ペンジュラム形シヤーは、切断速度の変更にかかわらず $N_{max} = N_{min}$ とすることを可能としたものである。

図8に速度同調装置の構造を示す。ウォームギヤを電動機で回転させることにより、インターナルギヤとピニオンとの噛み合位置を変化させ、 $R_1$ 偏心量を無段階に変更設定ができる。

### 3.2 制御方式

図9に制御システムを示す。

- (1) 速度同調制御：速度同調のため、 $R_1$ 偏心量を変化させるが、 $R_1$ 偏心量は、ライン速度 $v_L$ をメジャリングローラによって測定し、

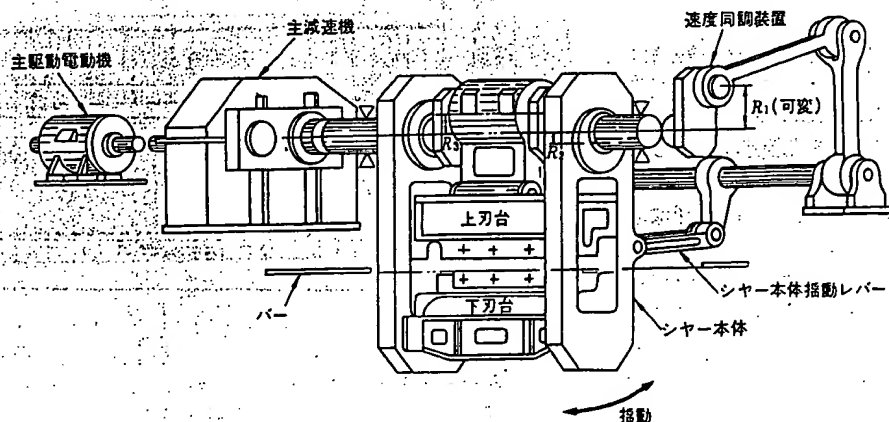


図5 日立ペンジュラム形フライングシヤー全体図 ペンジュラム形シヤーは、(1)シヤー本体、(2)駆動装置、(3)速度同調装置の三つの部分に分けられる。



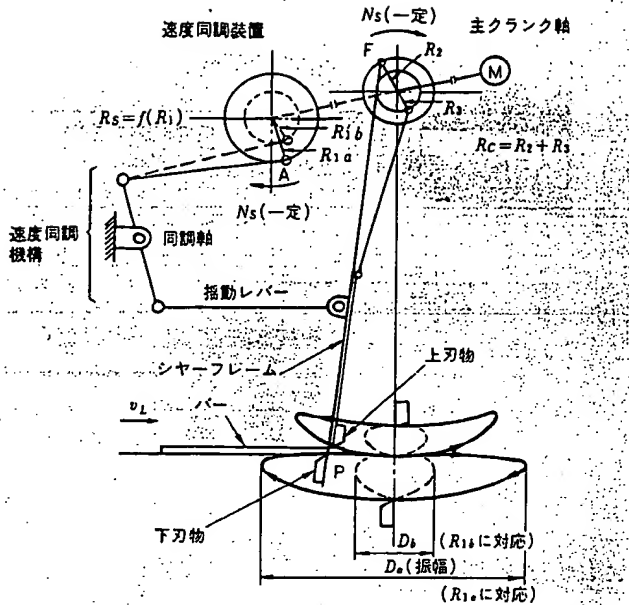


図6 日立ベンジラム形フライングシヤー機構図 速度同調装置で回転半径  $R_1$  を変化することにより、上・下刃物の揺動振幅が変化する。

$$R_1 = A_1 + A_2 \cdot v_L + A_3 \cdot v_L^2 \dots (4)$$

(4)式により演算され、この値を指令値として、APC (Automatic Position Control) 制御を行ない、所定の  $R_1$  値に調整する。

(2) 主剪断制御：(1)項で決定された  $R_1$  値及び板厚から剪断位置 ( $x_c$ ) の演算を行ない、ライン速度 ( $v_L$ ) を考慮しシヤースタート位置を決定する。また、刃先追跡制御としてかみ込角 ( $\theta_P$ ) を演算し、実際の主クランク軸回転角と理想的回転角との差を修正制御しながら剪断を行なうものである。

#### 4 特 長

以上述べたように日立ベンジラム形シヤーは、超極厚物、低温高荷重切断に最適な機能を持ち、その主な特長は、

- (1) 所要電動機が小さいこと (従来形式の約1/2以下)。
- (2) 広範囲切断速度で完全な同調切断 (小容量電動機で広範囲速度同調切断が可能であり、停止切断も可) ができること。

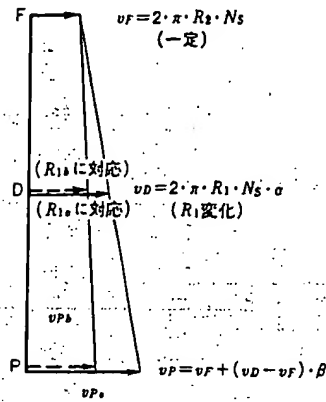


図7 シヤーフレーム各点の速度線図(かみ込時) F点の速度  $v_F$  は常に一定、D点の速度  $v_D$  は  $R_1$  の大きさに比例し、刃先速度  $v_P$  は  $v_F$  と  $v_D$  から決定される。

- (3) 仕上ミルとの非同調切断による非常過負荷に対しても、緩衝機能を持ち、迅速復帰が可能な過負荷しゃ断機構を採用し信頼性が大きいこと。
- (4) 刃物寿命が長く、かつ切口形状が良好であること。すなわち、図10に示すように、かみ込時の刃物動きにより切口形状は良好 (図11) であり、ラップ量が十分取れることから刃物寿命も永くなる。
- (5) カートリッジ方式により刃物交換が迅速に行なえること。
- (6) クランク軸のPV値限界などの制約もなく、信頼性の高い大容量フライングシヤーであること。
- (7) 水平方向加速度が最大  $0.6g$  程度で、4-リンク形の  $1.8 \sim 2.5g$  に比較し、機体や基礎への影響が少ないことである。

#### 5 2,000t/f日立ベンジラム形シヤーの仕様

新日本製鐵株式会社君津製鐵所熱延工場に納入した、2,000t/f日立ベンジラム形シヤーは、昭和54年1月に完成し、調整試運転を実施の上、同年2月1日から営業運転が開始され、現在順調に稼動中である (図12)。

主な仕様は以下のとおりである。

剪断力：2,000t/f

剪断板幅：700～2,180mm

剪断板厚：20～80mm

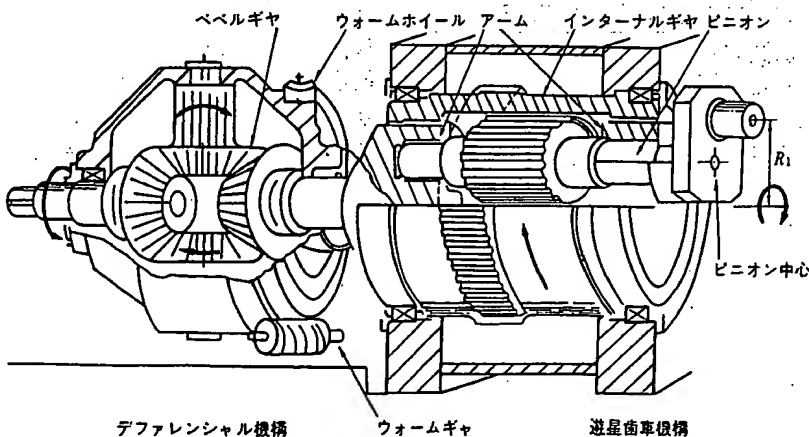


図8 速度同調メカニズム 速度同調装置は、デフレンシャルギヤと遊星歯車との組合せで構成されている。

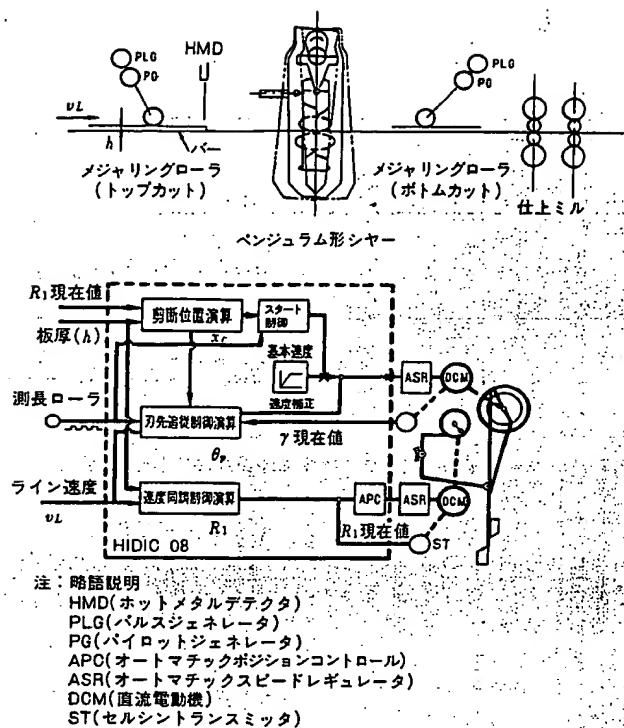


図9 制御システム  $R_1$ の偏心量は、ライン速度 $V_L$ をメジャリングローラで測定し決定する。 $R_1$ と板厚から切断位置 $x_c$ の演算を行ない、 $V_L$ を考慮してシヤースタート点も決定する。

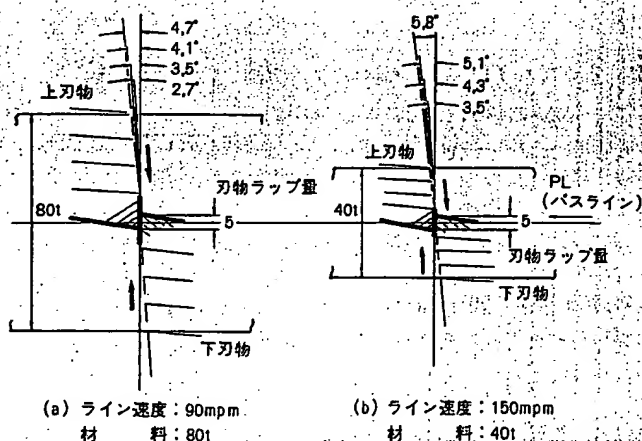


図10 刃先の動き ベンジュラム形シヤーの切断時のバーと上下刃物の位置関係を示し、刃物ラップ量は十分大きくとれる(5 mm以上)。

ライン速度：20～150m/min  
主駆動電動機：DC 2×870kW×845rpm  
切断精度：±20mm

## 6 結 言

ホットストリップミルの省エネルギー対策として行なわれる直送圧延—バー厚アップに対処するため開発されたベンジュラム形シヤーは、既に超大形実機によって、

(1) 広範な速度範囲に対して完全同調切断により、バーのネ

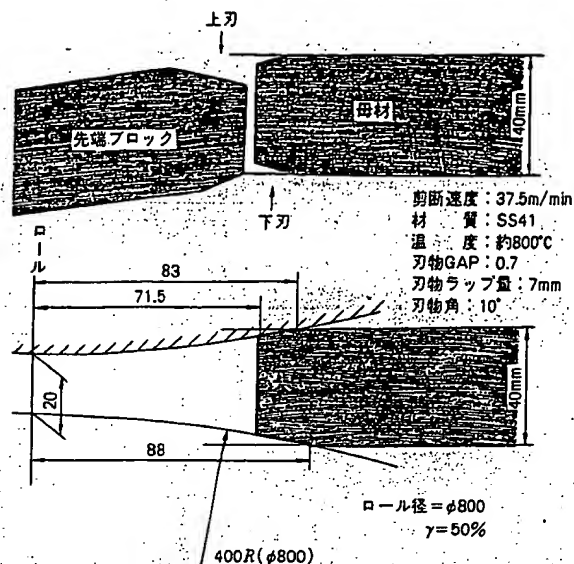


図11 ベンジュラム形フライングシヤー切口形状 バーの切口形状は良好で、仕上ミルロールへのかみ込に問題もなく、ドラム形の場合に発生した「ひげ」もなくなっている。

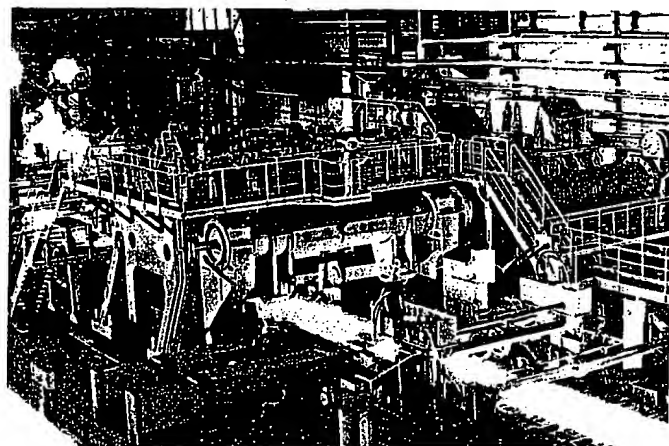


図12 日立ベンジュラム形フライングシヤーの全景 新日本製鉄株式会社岩倉製鉄所納の超大形日立ベンジュラム形フライングシヤーは、昭和54年2月1日から営業運転を開始し、現在順調に稼働中である。

ッキングや湾曲の防止  
(2) 超極厚剪断の確実性  
(3) 良好な切口形状  
などの成果が実証された。

この超極厚板用ベンジュラム形シヤーの実現により、バー厚アップ、低温剪断に関する制約が取り除かれることにより、今後この面での省エネルギー技術の開発が長足の進歩を遂げると期待される。

また、ホットストリップミルにとっては、CR圧延など、品質向上を目指した低温圧延の要求が今後ますます過酷になることが考えられ、このシヤーの適用に大きな効果が期待できる。

最後に、本機の開発に甚大な御協力をいただいた新日本製鉄株式会社の関係各位に対し深謝申し上げる次第である。